

DOI: 10.15825/1995-1191-2017-2-61-68

ОПТИМИЗАЦИЯ ИМПЛАНТИРУЕМОГО ОСЕВОГО НАСОСА ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ МЕХАНИЧЕСКОЙ ПОДДЕРЖКИ КРОВООБРАЩЕНИЯ

С.В. Готье^{1, 2}, А.П. Кулешов¹, А.Е. Ефимов¹, И.И. Агапов¹, Г.П. Иткин^{1, 3}

¹ ФГБУ «Федеральный научный центр трансплантологии и искусственных органов имени академика В.И. Шумакова» Минздрава России, Москва, Российская Федерация

² Кафедра трансплантологии и искусственных органов ФГАОУ ВО «Первый Московский государственный медицинский университет имени И.М. Сеченова» Минздрава России (Сеченовский университет), Москва, Российская Федерация

³ Кафедра живых систем Московского физико-технического института (государственный университет), Москва, Российская Федерация

Цель. Провести оптимизацию имплантируемого осевого насоса для повышения гидравлической эффективности и снижения гемолиза крови. **Материалы и методы.** С использованием методов вычислительной гидродинамики проведен расчет и оптимизация основных геометрических параметров геометрии рабочего колеса (угол лопаток на входе насоса, длина лопатки и коэффициент угла закрутки). Расчеты проводились для оптимального режима работы насоса при скорости вращения 8000 об/мин. **Результаты.** В результате проведенных исследований были определены параметры рабочего колеса, которые позволили повысить КПД насоса в среднем на 7,5% (в зависимости от режима работы насоса) и перепад давления в среднем на 8%. Значение сдвигового напряжения в проточной области, полученное в результате расчетов, не превышало 147 Па, что допустимо с точки зрения гемолиза крови.

Ключевые слова: механическая поддержка кровообращения, осевой насос, трехмерная математическая модель, расходно-напорные характеристики, КПД, рабочее колесо, сдвиговое напряжение, гемолиз.

OPTIMIZATION OF IMPLANTABLE AXIAL PUMP TO INCREASE EFFICIENCY OF MECHANICAL CIRCULATORY SUPPORT

S.V. Gautier^{1, 2}, A.P. Kuleshov¹, A.E. Efimov¹, I.I. Agapov¹, G.P. Itkin^{1, 3}

¹ V.I. Shumakov Federal Research Center of Transplantology and Artificial Organs of the Ministry of Healthcare of the Russian Federation, Moscow, Russian Federation

² I.M. Sechenov First Moscow State Medical University of the Ministry of Healthcare of the Russian Federation, Department of transplantology and artificial organs, Moscow, Russian Federation

³ Moscow Institute of Physics and Technology (State University), Department of physics of living systems, Moscow, Russian Federation

Aim. To optimize implantable axial pump to increase hydraulic efficiency and reduce blood hemolysis. **Materials and methods.** In this article the basic geometric parameters of impeller's geometry (the blade's angle, the blade's length and the twist angle's ratio) were investigated and optimized using methods of computer hydrodynamics. The calculations were carried out for the optimum operation of the pump at the speed of 8000 rpm. **Results.** The main parameters of impeller's geometric were determined which made it possible to increase efficiency of the pump by an average of 7.5% (depending on the pump operation mode) and pressure drop of 8% on average. The value of shear stress in the flow region obtained as a result of the calculations did not exceed 147 Pa admissible from the point of view of blood hemolysis.

Key words: mechanical support of blood circulation, axial pump, 3D mathematical model, flow-pressure characteristics, efficiency, impeller, shear stress, hemolysis.

Для корреспонденции: Иткин Георгий Пинкусович. Адрес: 123182, Москва, ул. Щукинская, д. 1. Тел. (812) 129-78-33. E-mail: georgeitkin@mail.ru.

For correspondence: Itkin George Pinkusovich. Address: 1, Shchukinskaya st., Moscow, 123182, Russian Federation. Tel. (812) 129-78-33. E-mail: georgeitkin@mail.ru

ВВЕДЕНИЕ

Математическое моделирование физических процессов течения жидкости в каналах сложной геометрии наиболее эффективно реализуется с использованием методов вычислительной гидродинамики (МВГ). Эти методы основаны на решении дифференциальных уравнений Навье–Стокса (уравнения сохранения массы, импульса и энергии среды в нестационарной постановке) в исследуемой области с заданными граничными и начальными условиями. Моделирование течения жидкости – важный этап оценки и оптимизации имплантируемых насосов для механической поддержки кровообращения (МПК) перед созданием новых моделей и опытных образцов.

Большинство работ, связанных с разработкой новых насосов, проводится с использованием доступных пакетов программ МВГ с определенными па-

раметрами функционирования и моделями анализа турбулентного потока. Работа таких пакетов МВГ основана на методе конечных объемов [1] или методе конечных элементов. Наиболее востребованы два основных пакета – Fluent [2–5] и CFX [6–9] от разработчика программного обеспечения ANSYS версии 14.5. Эти пакеты чаще всего используются для анализа и моделирования потока крови в осевом насосе.

В настоящей работе основная задача состояла в определении наиболее значимых параметров насоса с точки их оптимизации применительно к разработанной российской модели осевого насоса, которая с 2012 г. используется в отечественных клиниках.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

В данной работе проводится описание оптимизации рабочей части ранее разработанного нами имплантируемого осевого насоса ВИШ-7 (рис. 1) по основным геометрическим параметрам в пакете ANSYS версии 14.5.

Для выполнения моделирования в программном обеспечении Solid Works 16.0 была построена трехмерная модель станда, которая экспортировалась в ANSYS CFX для имитации контура (рис. 2), подключения насоса к левому желудочку и аорте.

На этой модели вводились граничные условия, максимально приближенные к реальным, в первую очередь параметры течения жидкости, а также скорости вращения импеллера.

Анализ течения жидкости при помощи программного обеспечения ANSYS включал в себя следующие основные этапы:

- 1) подготовка входных данных и постановка задачи;
- 2) вычисление;
- 3) анализ результатов и обработка выходных данных.

На первом этапе составлена расчетная схема задачи. Определены геометрические границы расчетных областей – доменов, их связи между собой, заданы граничные условия, а также описана физическая природа исследуемого явления: свойства среды, модель турбулентности, наличие теплопереноса и другие параметры. Как правило, достаточно сложная геометрия импортируется непосредственно из программ систем автоматизированного проектирования (САПР). Далее на основании ее строится модель течения, на которой производится построение сетки с целью дискретизации данной непрерывной геометрической области течения на конечные объемы (элементы). После этого задаются необходимые граничные условия на тех поверхностях элементов, которые совпадают с поверхностями доменов. Наличие стенки определяется отсутстви-



Рис. 1. Трехмерная модель осевого насоса ВИШ-7

Fig. 1. 3D-model of axial pump VISH-7



Рис. 2. Модель станда в программном обеспечении Solid Works

Fig. 2. Stand model in the Solid Works software

ем нормальной составляющей относительной скорости. На входе/выходе домена задается скорость потока, массовый расход или давление.

На втором этапе производится непосредственное решение уравнений в каждом конечном элементе. Вычисление носит итерационный характер, поэтому основным критерием качества решения является его сходимость. Обычно рассматривают сходимость невязок – численных остатков в уравнениях. В таком случае условием окончания решения является уменьшение невязок до некоторых пороговых значений.

На заключительном этапе производится анализ полученных результатов – полей скоростей, давлений, касательных напряжений. Путем интегрирования поля скоростей могут быть построены линии тока для исследования зон стагнации и рециркуляции. Помимо этого, строятся функции отклика решения на изменение входных параметров и производится поиск их экстремумов – т. е. решается задача математической оптимизации.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ЧАСТЬ

Граничные условия моделирования

Моделирование в программной среде предполагает постановку граничных условий и параметров работы насоса. Рассмотрим эти условия.

1. Объемный расход на входе (заданная величина) – при оценке потока задается статично и рассчитывается по формуле:

$$Q = V = c_m F_m, \quad (1)$$

где c_m – меридиональная составляющая абсолютной скорости (м/с), а F_m – площадь входного сечения m^2 . В нашем насосе оптимальный заявленный поток составляет:

$$Q = 5 \text{ л/мин} = 8,33 \cdot 10^{-5} \text{ м}^3/\text{с}.$$

2. Массовый расход на входе – рассчитывается по формуле:

$$m = \rho \cdot c_m \cdot F_m = \rho \cdot V, \quad (2)$$

где ρ – плотность, кг/м^3 ; $m = 0,0879 \text{ кг/с}$.

3. Минимальное полное давление на входе насоса. Давление на входе в насос определяется давлением в левом желудочке сердца и составляет рабочий диапазон от 0 до 50...70 мм рт. ст. Для расчета

была использована минимально значимая величина давления:

$$P_{\text{вх}} = 100 \text{ Па} = 0,75 \text{ мм рт. ст.}$$

4. Полное давление на выходе насоса.

Требуемое давление на выходе соответствует заданной разнице давлений на входе и выходе, и составляет 100 мм рт. ст., что равно 13332,2 Па. Однако для расчета мы использовали требуемую величину, увеличенную на 10–12% запаса:

$$P_{\text{вых}} = 15\,000 \text{ Па} = 112,5 \text{ мм рт. ст.}$$

5. Максимальная температура рабочей жидкости на входе (36,6 °C):

$$T_{\text{вх, max}} = 310 \text{ К}.$$

6. Плотность рабочей жидкости. Плотность крови в среднем равна:

$$\rho = 1055 \text{ кг/м}^3.$$

7. Угловая скорость импеллера: $\omega = 8000 \text{ об./мин.}$

Выбор параметров верификации

Выбор параметров верификации является одной из самых сложных задач, возникающих в процессе оптимизации. Отсутствие данных о влиянии тех или иных параметров на критерии оптимизации, а также различные ограничения (по времени, ресурсам) приводят к необходимости интуитивного выбора параметров расчетчиком.

Для нашего насоса были выбраны следующие диапазоны изменения параметров (табл. 1).

Параметрические модели и построение сеток

В качестве входной геометрии для построения сеток выступали параметрические трехмерные модели деталей насоса. Входными параметрами для построения являлись геометрические размеры лопатки рабочего колеса (рис. 3):

- длина лопатки, l ;
- углы входа/выхода лопатки, β ;
- коэффициент угла закрутки лопаток, k .

В процессе расчета указанные параметры автоматически изменялись в заданных диапазонах, изменяя входную геометрию.

Таблица 1

Пределы изменения параметров оптимизации
Optimization parameters limits

Параметр оптимизации	Минимальное значение	Максимальное значение	Шаг расчета
Угол лопатки на входе, β , град	50	64	2
Длина лопаток импеллера, l , мм	25,0	29,0	0,5
Коэффициент угла закрутки лопаток импеллера, k	0,07	1,10	0,05

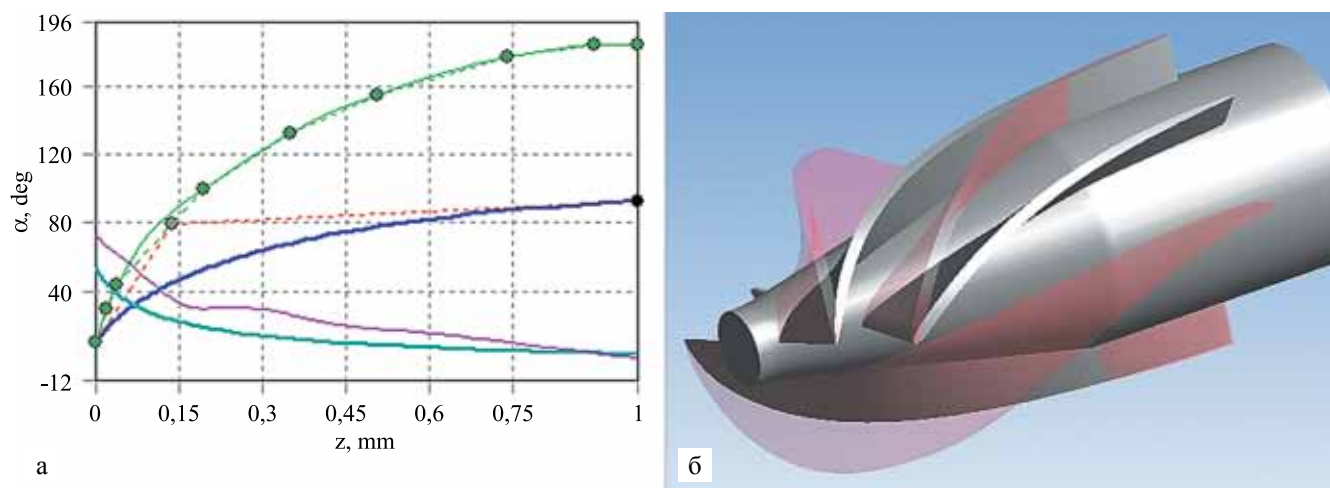


Рис. 3. Вариация лопаток рабочего колеса: а – вариации двух кривых развертки лопатки по углу; б – трехмерная модель лопаток

Fig. 3. Variations of impeller's blades: а – two curves of the blade depending on angle; б – 3D-model of this blades

Точность результатов моделирования обеспечивается сложностью построения расчетной сетки. Как известно, повышенная точность сетки увеличивает ресурсы машины и время ее работы. В статьях на эту тему [10] описываются сложные сетки, состоящие из более чем 500 тыс. элементов, что может увеличить время расчета компьютера до 37 дней.

При построении большинства сеток использовался автоматический режим адаптивного изме-

нения размера элемента по характеру локального изменения геометрии с учетом приближения к границе и кривизны поверхности. Характер получившихся нерегулярных сеток представлен на рис. 4.

Все элементы в данном случае – тетраэдры. Область радиального зазора между лопатками рабочего колеса и корпусом насоса размечалась вручную на элементы-параллелепипеды: 20 слоев в радиальном направлении и около 600 продольных делений.

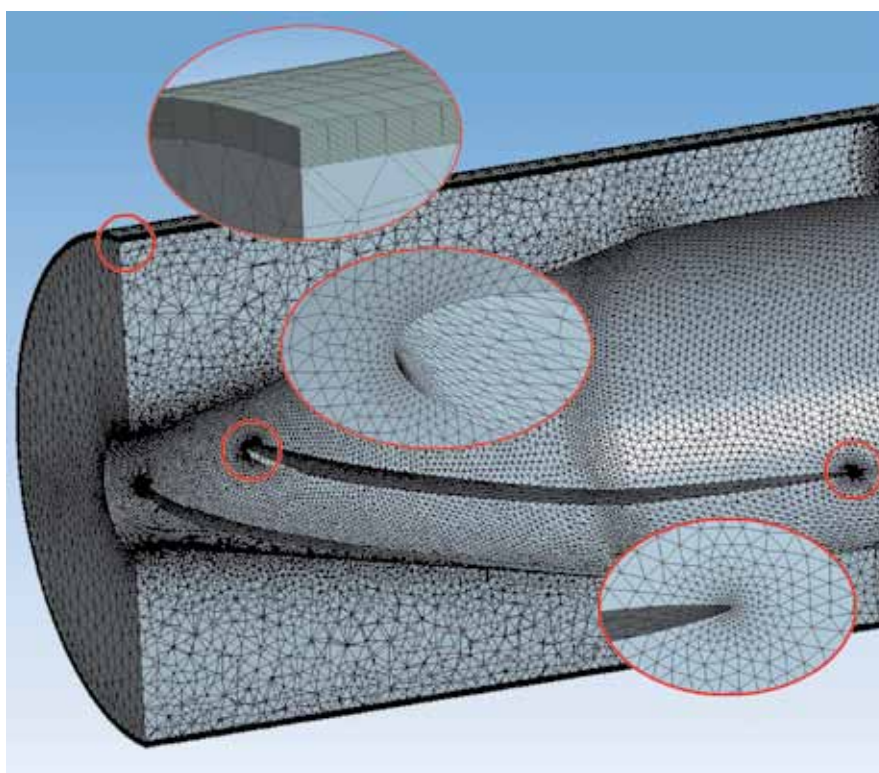


Рис. 4. Общий вид автоматически построенных сеток. Разбиение области зазора между лопатками рабочего колеса и корпусом насоса

Fig. 4. General view of automatically constructed grids. Splitting gap area between impeller's blades and casing of pump

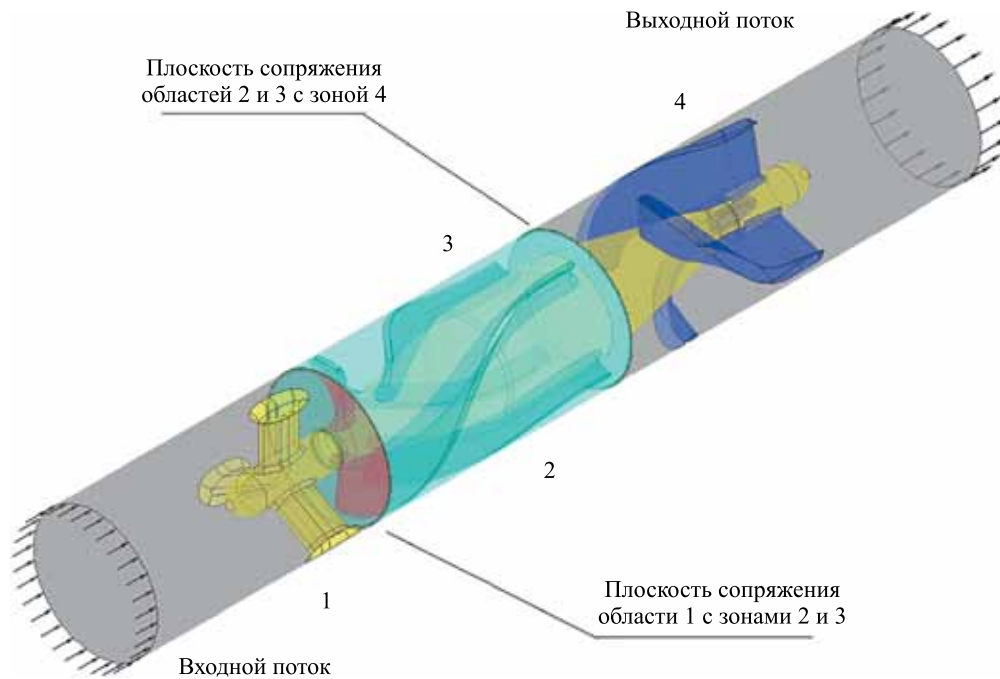


Рис. 5. Расчетные зоны

Fig. 5. Calculation areas

Расчетная схема

При составлении расчетной схемы принимается гипотеза о стационарном течении потока с неизменными во времени граничными условиями (ГУ). Течение было разбито (рис. 5) на 4 домена: неподвижная входная часть 1; вращающаяся часть, состоящая из области 2 лопаток импеллера и области 3 радиального зазора между лопатками и корпусом насоса; неподвижная выходная часть 4, содержащая спрямляющий аппарат. Отдельное выделение области 3 в домен позволяет получить требуемую мелкую сетку, не учитывая влияние геометрии из области 2.

ГУ на входе части 1 было сформулировано в виде усредненного по сечению давления, равного нулю, с тем чтобы рассчитанное значение давления на выходе насоса одновременно численно равнялось перепаду давлений, создаваемых насосом. На выходе спрямляющего аппарата 4 ГУ задавалось в виде требуемого массового расхода, вычисленного исходя из плотности жидкости и требуемого объемного расхода. Стенкам импеллера в части 2 задавалось вращение вокруг продольной оси насоса с требуемой угловой скоростью, а все неподвижные стенки определялись как стенки без проскальзывания.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

Входными параметрами задачи математической оптимизации являлись диапазоны значимых геометрических размеров указанных параметров

лопатки (длина, углы входа/выхода лопатки, коэффициент угла закрутки), а также рабочая область допустимых потоков и создаваемых перепадов давления. Помимо этого, проводился расчет сдвигового напряжения для каждого случая моделирования. На рис. 6 представлены зависимости изменения перепада давления от рассматриваемых входных параметров.

Принимая гипотезу о том, что все гидравлические части насоса вносят каждая свой вклад в характеристики и эффективности насоса, по каждому из параметров находится свой экстремум, в котором обеспечивается наибольший перепад давлений, т. е. наименьшие потери по эффективности, что и будет являться искомым оптимальным значением рассматриваемого параметра.

В результате оптимизации геометрии лопастей рабочего колеса удалось повысить средний перепад давления на 8% от первоначального, в диапазоне от режима оборотов рабочего колеса. При среднем расходе крови в 5 л/мин перепад давления увеличился на 4,9%. Расчетные расходно-напорные характеристики для рабочего режима, отражающие итоги оптимизации, представлены на рис. 7.

Расчет сдвигового напряжения после комплексной оптимизации импеллера показал, что максимальная сдвиговая нагрузка на жидкость не превышает 147 Па. Величина данного показателя лежит в пределах предпочтительного диапазона от 0 до 200 Па, что позволяет прогнозировать минимальную травму крови [11].

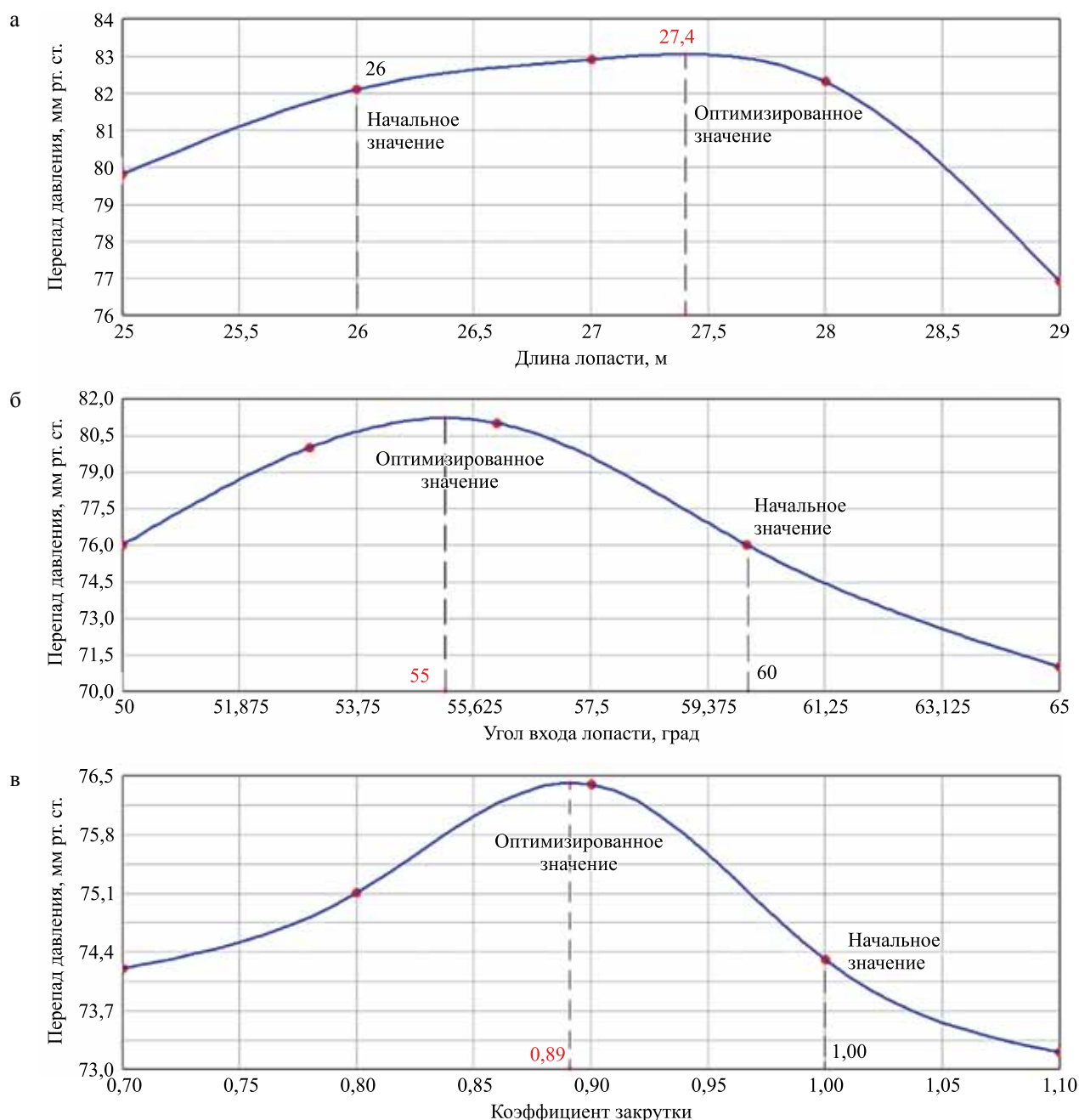


Рис. 6. Зависимость изменения перепада давления (на входе и выходе импеллера) : а – от длины лопасти; б – угла входа; в – коэффициента закрутки

Fig. 6. Dependence of change in pressure drop (at impeller's inlet and outlet) : а – on the blade's length; б – the angle; в – the twist factor

В результате верификации трех параметров геометрии лопастей рабочего колеса были получены положительные изменения расчетной расходно-напорной характеристики. Расчет основного выходного параметра – перепада давления – отражает повышение эффективности устройства на 5% в рабочем режиме при расходе насоса 5 л/мин. Кроме того, оптимизированная расходно-напорная характеристика имеет более крутой угол наклона, что увеличивает чувствительность изменения давления при изменении оборотов вращения рабочего колеса.

Данный показатель дает возможность широкой вариации режимов работы насоса при выборе требуемого эффекта для пациента.

Вместе с повышением динамического перепада давления оптимизация параметров рабочего колеса насоса позволила повысить КПД насоса, определяемый отношением выходной гидравлической полезной мощности насоса к потребляемой. При этом полный КПД можно разделить на несколько составляющих, каждая из которых обусловлена различными факторами:

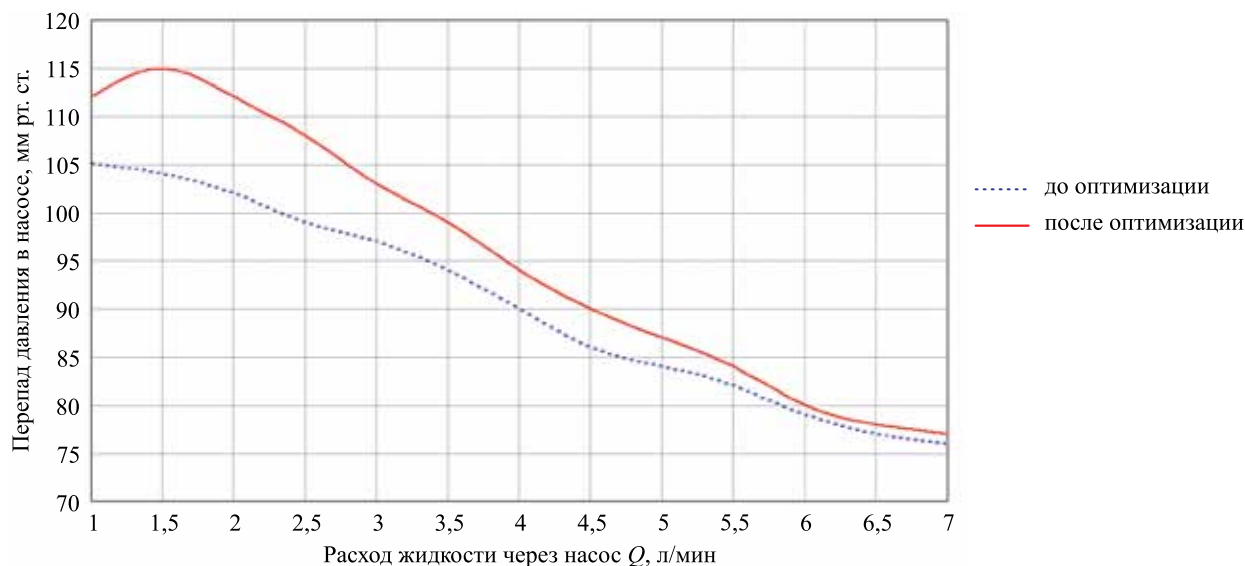


Рис. 7. Расходно-напорные характеристики осевого насоса

Fig. 7. Flow-pressure characteristic of axial pump

- 1) механическая эффективность насоса (механические потери, связанные с трением в подшипниках);
- 2) гидравлическая эффективность – определяется гидравлическими сопротивлениями;
- 3) объемная эффективность, обусловленная перетечками рабочей жидкости внутри рабочей камеры насоса.

Результатом проведенной оптимизации является повышение гидравлической составляющей КПД (η_{Γ}), которая определяется отношением суммы гидравлической мощности насоса и потерь с утечками $N_{\text{н.г.}} + N_{\text{н.у.}}$ к сумме мощностей: гидравлической, мощности потерь с утечками и мощности преодоления гидравлических сопротивлений течению жидкости в насосе $N_{\text{н.г.}} + N_{\text{н.у.}} + N_{\text{н.с.}}$:

$$\eta_{\Gamma} = \frac{N_{\text{н.г.}} + N_{\text{н.у.}}}{N_{\text{н.г.}} + N_{\text{н.у.}} + N_{\text{н.с.}}} \quad (3)$$

Зависимость перепада давления вход–выход от скорости оборотов ротора можно оценить по формуле [8]:

$$\tau = \frac{m}{\rho} \cdot \frac{(P_2 - P_1)}{M\omega}, \quad (4)$$

где P_1 и P_2 – давление на входе и выходе, M – механический крутящий момент.

С учетом значения крутящего момента $M = 0,00423 \text{ Н/м}^2$ при скорости вращения 8000 об./мин КПД системы до и после оптимизации для расхода 5 л/мин составил 25,4 и 26,7% соответственно. Таким образом, повышение КПД в результате оптимизации геометрических параметров импеллера

составил 4,9% при угловой скорости импеллера 8000 об./мин.

За счет моделирования геометрии рабочего колеса гидравлическое сопротивление снизилось по сравнению с исходной первоначальной моделью, в результате гидравлическая эффективность повысилась в среднем на 8%. При рассмотрении течения жидкости в области оптимизированного импеллера застойные зоны и зоны рециркуляции потока отсутствовали, что чрезвычайно важно для оценки вероятности тромбообразования в насосе. Немаловажным показателем эффективного расчета является низкое значение сдвигового напряжения 147 Па. Окончательные параметры спроектированного насоса в сравнении с начальными параметрами приведены в табл. 2.

Таблица 2

Параметры спроектированного насоса
Parameters of designed pump

Параметр	Начальные значения	Оптимизированные значения
Угол лопаток на входе β , град	50,0	55,0
Длина лопатки импеллера l , мм	26,0	27,5
Коэффициент угла закрутки лопаток импеллера k	0,75	0,85
Рабочие характеристики оборотов ротора, об./мин	8000	8000
Перепад давления при расходе 5 л/мин, мм рт. ст.	83,4	87,5
Эффективность (КПД), %	25,4	26,7

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Механическая поддержка кровообращения в последнее десятилетие стала одним из основных средств лечения больных с тяжелыми формами сердечной недостаточности. Поэтому дальнейшее усовершенствование систем МПК является необходимым условием для более широкого внедрения данной технологии.

Программные возможности компьютерного анализа являются мощным инструментом для решения данной задачи при развитии насосной индустрии для целей МПК. Они позволяют достаточно быстро проводить оптимизацию конструкции в программе до практической реализации новых насосов и модификации уже используемых.

С другой стороны, достаточно трудоемкой задачей представляется одновременная программная оптимизация нескольких геометрических параметров с учетом их взаимного влияния и оценкой зон стагнации и рециркуляции течения жидкости с целью минимизации вероятностного тромбообразования в полостях насоса. Результаты настоящей работы могут быть использованы при проектировании новых моделей имплантируемых осевых насосов с учетом активно развивающегося процесса внедрения новой технологии лечения больных с терминальной сердечной недостаточностью на основе длительной механической поддержки кровообращения.

Исследование выполнено при поддержке Российского научного фонда (проект № 16-15-00283).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ / REFERENCES

1. Versteeg HK, Malalasekera W. An introduction to computational fluid dynamics: the finite volume method. 2nd ed. Harlow, UK: Pearson Education, 2007. 518.
2. Burgreen GW, Loree II HM, Bourque K, Dague C, Poirier VL, Farrar D et al. Computational fluid dynamics analysis of a maglev centrifugal left ventricular assist device. *Artif. Organs*. 2004; 28: 874–880. doi: 10.1111/j.1525-1594.2004.07384.x.
3. Chua LP, Song G, Yu SCM, Lim TM. Computational fluid dynamic of gap flow in a biocentrifugal blood pump. *Artif. Organs*. 2005; 29: 620–628. doi: 10.1111/j.1525-1594.2005.29099.x.
4. Chua LP, Song G, Lim TM, Zhou T. Numerical analysis of the inner flow field of a biocentrifugal blood pump. *Artif. Organs*. 2006; 30: 467–477. doi: 10.1111/j.1525-1594.2006.00243.x.
5. Zhang J, Koert A, Gellman B, Gempp TM, Dasse KA, Gilbert RJ et al. Optimization of a miniature maglev ventricular assist device for pediatric circulatory support. *ASAIO J*. 2007; 53: 23–31. doi: 10.1097/01.mat.0000247043.18115.f7.
6. Zhu X, Zhang M, Zhang G, Liu H. Numerical investigation on hydrodynamics and biocompatibility of a magnetically suspended axial blood pump. *ASAIO J*. 2006; 52: 624–629. doi: 10.1097/01.mat.0000242161.50276.1e.
7. Chua LP, Su B, Tau ML, Zhou T. Numerical simulation of an axial blood pump. *Artif. Organs*. 2007; 31: 560–570. doi: 10.1111/j.1525-1594.2007.00422.x.
8. Throckmorton AL, Lim DS, McCulloch MA, Jiang W, Song X, Allaire PE, Wood HG, Olsen DB. Computational design and experimental performance testing of an axial-flow pediatric ventricular assist device. *ASAIO J*. 2005; 51 (5): 629–635. doi: 10.1097/01.mat.0000177541.53513.a8.
9. Kido K, Hoshi H, Watanabe N, Kataoka H, Ohuchi K, Asama J et al. Computational fluid dynamics analysis of the pediatric tiny centrifugal blood pump (TinyPump). *Artif. Organs*. 2006; 30: 392–399. doi: 10.1111/j.1525-1594.2007.00422.x.
10. Yu H, Janiga G, Thévenin D. Computational Fluid Dynamics-Based Design Optimization Method for Archimedes Screw Blood Pumps. *Artif. Organs*. 2016; 40 (4): 341–352. doi: 10.1111/j.1525-1594.2006.00231.x.
11. Thamsen B, Blümel B, Schaller J, Paschereit CO, Afeld K, Goubergrits L, Ulrich Kertzscher U. Numerical Analysis of Blood Damage Potential of the HeartMate II and HeartWare HVAD Rotary Blood Pumps. *Artif. Organs*. 2015; 39 (8): 651–659. doi: 10.15825/1995-1191-2014-3-76-84.

*Статья поступила в редакцию 23.01.2017 г.
The article was submitted to the journal on 23.01.2017*